



Прийнято 03.04.2026. Прорецензовано 05.05.2026. Опубліковано 29.05.2026.

УДК 622.24 + 621.694.2

DOI: 10.31471/1993-9965-2026-1(60)-36-46

ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ПРИВОДА СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА

Паневник Д. О. *

Доктор філософії (PhD), доцент

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна

<http://orcid.org/0000-0002-7853-5051>

e-mail: den.panevnik@gmail.com

Паневник О. В.

Доктор технічних наук, професор

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна

<https://orcid.org/0009-0006-9542-1060>

e-mail: o.v.panevnik@gmail.com

Анотація. На основі використання класичних законів гідродинаміки розроблений розрахунковий алгоритм для визначення потужності необхідної для приводу наземного насосного агрегата, який спрямовує робочу рідину у насосно-циркуляційну систему свердловинного нафтового струминного насоса. Потужність, яку створює наземний насосний агрегат, витрачається на подолання місцевих і лінійних гідравлічних втрат в елементах свердловинної ежекційної системи, створення умов для надходження пластового флюїду в свердловину та його транспортування на поверхню. Основними експлуатаційними факторами, що визначають потужність наземного насосного агрегата є його продуктивність та глибина свердловини. З метою підвищення техніко-економічних показників гідроструминного способу експлуатації нафтових свердловин запропоновано для приведення в дію наземних насосних агрегатів свердловинних нафтовидобувних ежекційних систем використовувати нетрадиційні джерела енергії у вигляді відновлюваних енергоресурсів. В процесі оцінки геотермального потенціалу виведених з експлуатації нафтогазових свердловин встановлена можливість використання низькотемпературної енергії, якщо умови нафтовилучення потребують мінімальних значень витрати робочого потоку. При застосуванні сонячної енергетики максимальна площа стандартизованих фотоелектричних панелей з габаритними розмірами 2,02×1,02 м, необхідних для приведення в дію електродвигунів наземних насосних агрегатів, становить 431 м². Згадана площа розміщення фотоелектричних панелей забезпечує живлення нафтового струминного насоса встановленого на глибині 4000 м з максимальною витратою активного потоку 0,006 м³/с. Привід наземного насосного агрегата за допомогою енергії вітру забезпечується використанням модельних рядів серійних вітрогенераторів, кожен з яких забезпечує вироблення необхідного обсягу електроенергії для заданого діапазону зміни потужності свердловинної ежекційної системи. Для забезпечення мінімальної потужності можуть використовуватись вітрогенератори серії Winder, а максимальної – серії WES. Використання геотермальної, сонячної та вітрової енергії дозволяє зменшити собівартість нафтовидобуту та продовжити термін рентабельної експлуатації виснажених покладів вуглеводнів.

Запропоноване посилання: Паневник, Д. О. & Паневник, О. В. (2026). Обґрунтування вибору альтернативного приводу свердловинного струминного насоса. Науковий вісник ІФНТУНГ, 1(60), 36-46. doi: 10.31471/1993-9965-2026-1(60)-36-46

* Відповідальний автор



Copyright © The Author(s). This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

Ключові слова: свердловинний струминний насос, потужність насоса, відновлювана енергія, геотермальні ресурси, сонячна енергетика, вітрогенератори.

Вступ

За даними провідної у галузі маркетингових досліджень та бізнес-консалтингу компанії Precision Business Insights (Англія) розмір ринку вуглеводнів зростає з 75065 мільйонів доларів США у 2024 році до 96151 мільйонів доларів США до 2031 року із середньорічним темпом зростання у 3,6 % [1]. Одним з основних рушійних факторів на ринку є зростання попиту на енергію на світовому рівні. Вуглеводи залишаються домінуючим джерелом енергії, забезпечуючи більшу частину світових енергетичних потреб. Ускладнення умов видобування вуглеводнів зумовлює необхідність підвищення коефіцієнта нафтовилучення на існуючих родовищах та продовження термінів їх рентабельної експлуатації. Підвищення ефективності експлуатації покладів вуглеводнів вимагає використання нетрадиційних технологій розробки родовищ нафти і газу і, зокрема, більш широкого впровадження свердловинних струминних насосів. Струминні насоси відзначаються високою надійністю і значним міжремонтним періодом експлуатації, оскільки не мають рухомих частин та зберігають працездатність за наявності в продукції свердловин механічних включень, розчиненого газу та агресивних домішок. Основним недоліком свердловинних струминних насосів є значні енерговитрати порівняно з іншими способами нафтовилучення. На старіючих родовищах, коли продукція свердловин відзначається наявністю піску, високого газового фактору та значної обводненості, зростають витрати на обслуговування електровідцентрових та штангових насосів і експлуатація ежекційних систем стає рентабельною. Зважаючи на те, що удосконалення нафтогазових ежекційних технологій дозволяє підвищити тривалість рентабельної експлуатації виснажених покладів вуглеводнів зростання економічних показників використання нафтових струминних насосів є актуальним завданням досліджень.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Основний обсяг досліджень спрямованих на підвищення економічної привабливості експлуатації свердловинних ежекційних систем присвячений удосконаленню конструкції струминного насоса. Зростання коефіцієнта корисної дії струминного насоса досягається

вибором оптимальної відстані між робочою насадкою та камерою змішування [2], оптимальною довжиною камери змішування [3], оптимального кута входження інжектваного потоку в камеру змішування [4] та кута розкриття дифузора [5], оптимального співвідношення діаметрів камери змішування та робочої насадки [6]. Вибір оптимальних геометричних розмірів елементів ежекційної системи зменшує інтенсивність вихроутворень у зсувному шарі, що відокремлює робочий потік від інжектваного. При цьому зменшуються енерговитрати на змішування потоків та зростають напір і продуктивність свердловинного струминного насоса. Дослідженням характеристик струминного насоса для різної форми робочої насадки встановлено, що коефіцієнт корисної дії квадратного сопла на 3 % вищий ніж у круглого та на 4,1 % вищий ніж у трикутного [7]. Вплив форми сопла на характеристики струминного насоса пов'язаний із зміною площі контакту змішуваних потоків та умов передачі енергії від високонапірного робочого струменя до низьконапірного інжектваного середовища. Використання робочої насадки із косим зрізом вихідного перерізу сприяє зменшенню коливань робочого струменя та втратам енергії при змішуванні потоків [8]. Обертання ежекційної системи дозволяє збільшити напір та продуктивність струминного насоса відповідно на 7,79 % та 9,57 % [9]. Порівняльним аналізом характеристик струминного насоса з неперервною та імпульсною подачею робочого потоку встановлено, що при використанні переривчастого активного струменя продуктивність ежекційної системи збільшується на 11 – 13 % [10]. При використанні переривчастого активного струменя зростання напору струминного насоса пов'язано з появою інерційної складової тиску. Останнє покоління струминних насосів включає направляючі елементи для закручування змішуваних потоків, що дає змогу зменшити гідравлічні втрати при змішуванні та підвищити ККД на 26 % [11]. В процесі закручування потоків струминний насос набуває додаткових ознак, які характерні для відцентрових насосів. В роботі [12] встановлено залежність ККД струминного насоса від глибини його розміщення в свердловині. Оптимальна глибина встановлення струминного насоса в свердловині дозволяє збільшити ККД його робочого процесу на 30 %.

Сучасні конструкції наземних насосних агрегатів приводяться в дію електричними або дизельними двигунами [13]. В останні десятиліття для зменшення енерговитрат нафтовидобутку розроблена конструкція газового приво-ду поверхневого насосного агрегата, який жи-виться відсепарованим нафтовим газом з свер-дловини, що експлуатується [14].

Висвітлення невирішених раніше час-тин загальної проблеми

Один із напрямків розвитку гідростру-минного способу експлуатації нафтових сверд-ловин пов'язаний з удосконаленням конструк-ції гідравлічного приво-ду струминного насоса. Для підведення робочого потоку застосову-ються наземні насосні агрегати, які включають поршневі, плунжерні, гвинтові та мембранні насоси. Привід наземних насосних агрегатів, зазвичай, здійснюється електродвигунами, оскільки використання газових двигунів, які живляться відсепарованим нафтовим газом вимагає наявності в продукції свердловин ви-сокого газового фактору. Незважаючи на знач-ну кількість досліджень присвячених удоско-наленню приво-ду наземних насосних агрегатів енергетична ефективність гідроструминного способу експлуатації нафтових свердловин залишається недостатньою. Сучасний етап ро-зроблення покладів вуглеводнів відзначається інтеграцією технологій відновлюваної енерге-тики в нафтогазову промисловість. Одним із перспективних напрямків поєднання техноло-гій нафтогазової та відновлювальної енергети-ки може виявитись застосування нетрадицій-них джерел енергії для приведення в дію назе-мних насосних агрегатів свердловинних наф-товидобувних ежекційних систем. Зважаючи на те, що досвід використання свердловинних ежекційних систем та технологій відновлюва-ної енергетики сьогодні відсутній, тому доці-льність застосування відновлюваних ресурсів для приво-ду наземних насосних агрегатів при реалізації гідроструминного способу експлу-атації нафтових свердловин потребує детально-го аналізу та обґрунтування.

Формулювання цілей статті

Метою досліджень є обґрунтування мож-ливості приво-ду наземного насосного агрегату свердловинної ежекційної нафтовидобувної системи з використанням відновлюваних дже-рел енергії.

Поставлена мета передбачає виконання наступних завдань досліджень:

- визначення потужності необхідної для приво-ду нафтового струминного насоса;
- оцінка потенціалу перетворення низько-температурної геотермальної енергії в елект-ричну;
- оцінка можливості використання соняч-них фотоелектричних панелей для приво-ду наземного насосного агрегату;
- оцінка можливості використання моде-льного ряду вітрового генератора для приво-ду наземного насосного агрегату.

Висвітлення основного матеріалу дослі-дження

Потужність наземного насосного агрегату N , необхідна для приведення в дію свердло-винного струминного насоса, визначається за формулою

$$N = \rho g H Q = P Q, \quad (1)$$

- де ρ – густина робочого середовища;
 g – прискорення земного тяжіння;
 H – напір створюваний наземним насос-ним агрегатом;
 Q – продуктивність наземного насосного агрегату;
 P – тиск створюваний наземним насосним агрегатом.

Тиск, створюваний наземним насосним агрегатом, визначається сумою гідравлічних втрат в елементах насосно-циркуляційної сис-теми свердловини

$$P = \Delta P_p + \Delta P_{pn} + \Delta P_z, \quad (2)$$

- де ΔP_p – лінійні гідравлічні втрати в каналі підведення робочого потоку;
 ΔP_{pn} – місцеві гідравлічні втрати в робо-чій насадці струминного насоса;
 ΔP_z – лінійні гідравлічні втрати в каналі відведення змішаного потоку.

Рівняння (2) може бути представлене у ви-гляді

$$P = K_p Q_p^2 + K_{pn} Q_p^2 + K_z Q_p^2 (1+i)^2, \quad (3)$$

- де K_p , K_{pn} , K_z – узагальнені гідравлічні опори каналу підведення робочого потоку, ро-бочої насадки та каналу відведення змішаного потоку;
 Q_p – робоча витрата струминного насоса;
 i – коефіцієнт інжекції струминного на-соса.

Рівняння (3) отримано з використанням очевидних співвідношень

$$Q = Q_p; Q_i = Q_p i;$$

$$Q_3 = Q_p + Q_i = Q_p + Q_p i = Q_p (1 + i), \quad (4)$$

де Q_i , Q_3 – витрата інжектваного та змішаного потоків.

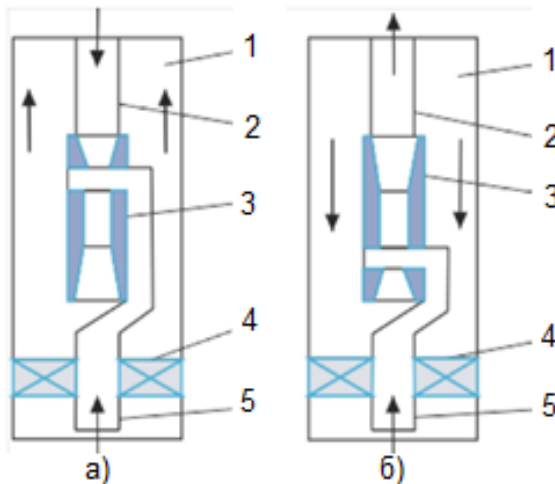
Узагальнений гідравлічний опір робочої насадки визначається із врахуванням формули, що використовується для розрахунку гідравлічних втрат в місцевих опорах

$$K_{pn} = \frac{8}{\pi^2} \frac{\rho}{\mu_{pn}^2 d_{pn}^4}, \quad (5)$$

де μ_{pn} – коефіцієнт витрати робочої насадки струминного насоса;

d_{pn} – діаметр робочої насадки струминного насоса.

Вигляд рівнянь для розрахунку узагальнених гідравлічних опорів K_p , K_3 визначається способом промивання свердловини. При використанні струминного насоса можливе пряме та зворотне промивання свердловини [15] (рисунок 1).



1 – канал затрубного простору; 2 – канал колони НКТ; 3 – струминний насос; 4 – пакер; 5 – всмоктувальна лінія струминного насоса

Рисунок 1 – Конструктивне виконання ежекційних систем для нафтовидобутку: струминний насос із прямою (а) та зворотною (б) циркуляцією робочого середовища

В конструкції ежекційної системи з прямою циркуляцією робочого середовища робочий потік спрямовується в свердловину по колоні насосно-компресорних труб, а у випадку зворотної циркуляції – по гідравлічному каналу міжтрубного простору.

Для прямого промивання отримаємо

$$K_p = \frac{8}{\pi^2} \frac{\lambda'_k \rho H_n}{d_{кв}^5}; \quad (6)$$

$$K_3 = \frac{8}{\pi^2} \frac{\lambda''_3 \rho H_n}{(D_{кв} - d_{кз})^3 (D_{кв} + d_{кз})^2}, \quad (7)$$

де λ'_k , λ''_3 – коефіцієнт лінійного гідравлічного опору каналу трубної колони для руху робочого потоку та міжтрубного простору для руху змішаного потоку;

H_n – глибина встановлення струминного насоса (глибина свердловини);

$d_{кв}$, $d_{кз}$, $D_{кв}$ – внутрішній діаметр трубної колони, зовнішній діаметр трубної колони та внутрішній діаметр обсадної колони.

Для зворотного промивання аналогічні формули мають вигляд

$$K_p = \frac{8}{\pi^2} \frac{\lambda'_3 \rho H_n}{(D_{кв} - d_{кз})^3 (D_{кв} + d_{кз})^2}; \quad (8)$$

$$K_3 = \frac{8}{\pi^2} \frac{\lambda''_k \rho H_n}{d_{кв}^5}, \quad (9)$$

де λ'_3 , λ''_k – коефіцієнт лінійного гідравлічного опору каналу міжтрубного простору для руху робочого потоку та трубної колони для змішаного потоку.

Необхідно відзначити, що незважаючи на однакову конструкцію свердловини для прямого та зворотного промивання лінійні гідравлічні опори приймають різні значення для руху робочого та змішаного потоків: $\lambda'_k \neq \lambda''_k$, $\lambda'_3 \neq \lambda''_3$. Визначення коефіцієнтів лінійного гідравлічного опору передбачає попередній розрахунок швидкості та режиму (число Рейнольдса) руху потоків.

Зважаючи на те, що параметр глибини встановлення насоса в свердловині входить в рівняння для визначення тиску в одиничній степені отримані з використанням співвідношень (1) – (9) характеристики $N = f(H_n)$ є лінійними (рисунок 2).

У випадку нульової глибини встановлення струминного насоса в свердловині потужність наземного насосного агрегата витрачається на подолання гідравлічного опору робочої насадки ежекційної системи. Для нульової глибини встановлення струминного насоса у свердловині потужність приводу наземного насосного агрегата є однаковою для прямого та зворотного промивання свердловини. Для інших значень глибини встановлення струминного насоса в свердловині більша величина потужності приводу наземного насосного агрегата відповідає зворотному промиванню свердловини. Нижня межа залежностей $N = f(H_n)$ отримана для витрати робочого потоку $Q_p = 0,001 \text{ м}^3/\text{с}$, а

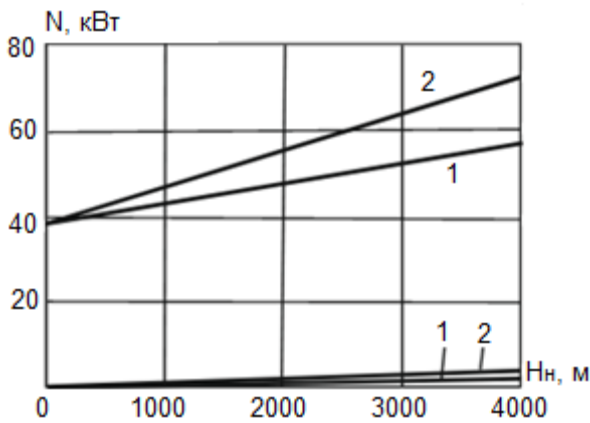


Рисунок 2 – Залежність потужності привода наземного насосного агрегата, від глибини розміщення струминного насоса для прямого (1) та зворотного (2) промивання свердловини

верхня – для витрати робочого потоку $Q_p = 0,006 \text{ м}^3/\text{с}$. Поле характеристик між нижньою та верхньою межею залежностей $N = f(H_n)$ визначає можливий діапазон зміни витрати робочого потоку при використанні нафтового струминного насоса.

В процесі порівняльного аналізу величини розрахункової потужності необхідної для приводу свердловинного струминного насоса та потенційних переваг альтернативних енергоресурсів не розглядалися дисконтована цінність проекту, терміни його окупності та інші економічні показники, оскільки метою проведених досліджень було попереднє встановлення технічної можливості використання відновлювальних джерел енергії замість традиційних.

Використання геотермальних ресурсів – один із видів чистої відновлюваної енергетики. При реалізації технологій геотермальної енергетики виділяється незначний обсяг парникових газів порівняно з такими традиційними джерелами, як вугілля або нафта. Геотермальна енергетика відзначається високою екологічною безпекою, поновлюваністю ресурсу, економічною привабливістю, широким спектром застосування, стабільністю промислового виробництва. Потенціал геотермальної енергетики вдсятеро перевищує геологічні ресурси усіх видів палива разом узятих. Гідрогеотермальні ресурси, які використовують в світі, складають лише 1 % від загального теплового запасу надр. Зважаючи на доступність, поширеність, поновлюваність і невичерпні запаси, стабільність теплових характеристик, низьку собівартість утилізації та екологічну чистоту геотермальної енергії удосконалення техноло-

гій її використання є актуальним завданням досліджень. У світовій практиці розвитку відновлюваної енергетики підсилюється тенденція залучення до видобування геотермальних ресурсів недіючих законсервованих та ліквідованих нафтогазових свердловин. Існування значної кількості недіючих нафтогазових свердловин, стабільність геотермальної теплогенерації та розвиток технологій використання низькотемпературних теплоносіїв свідчить про перспективність досліджень спрямованих на підвищення ефективності реалізації потенціалу нафтогеотермальної енергетики. Такий підхід дозволяє мінімізувати капітальні витрати, пов'язані з бурінням нових свердловин, знижує техногенний вплив на довкілля та сприяє раціональному використанню геотермальних ресурсів.

На основі аналізу динаміки зміни параметрів при довготривалій експлуатації геотермальної свердловини встановлено поступове досягнення квазістаціонарного режиму експлуатації коаксимальної системи, у якому тепловий дебіт стабілізується та забезпечується довготривала відновлюваність ресурсу без істотного виснаження геотермального потенціалу. Для геотермальної системи, до складу якої входять горизонтальні ділянки свердловин, наявність протяжного горизонтального інтервалу зумовлює менш інтенсивну часову деградацію теплових характеристик у порівнянні з вертикальними конфігураціями.

Визначимо можливість використання геотермальної енергії виведених з експлуатації свердловин для приводу наземного насосного агрегата. Виведені з експлуатації свердловини, зазвичай, можуть бути віднесені до низькотемпературних джерел геотермальної енергії. Для використання низькотемпературних теплових ресурсів використовують бінарний цикл перетворення геотермальної енергії в електричну [16]. Згаданий термодинамічний цикл заснований на використанні двох робочих тіл, одне з яких має невисокий тиск насичення при високих температурах, а друге – низьку температуру пароутворення. Мінімальна температура теплоносія, який виходить з свердловини і може перетворюватись в електричну енергію за допомогою бінарного циклу становить $57 \text{ }^\circ\text{C}$. Геотермальні характеристики переважної більшості виведених з експлуатації нафтогазових свердловин не забезпечують згадану температуру теплоносія на вході в установку бінарного геотермального циклу. Низькотемпературна енергія виведених з експлуатації свердловин, очевидно, підлягає виключно

прямому безпосередньому використанню в системах опалення, у сільському господарстві та в харчовій промисловості.

Теплова енергія може перетворюватись в електричну за допомогою термоелектричного генератора встановленого безпосередньо у свердловині [17]. Використання термоелектричних генераторів дозволяє покращити економічні показники експлуатації нафтових свердловин. Потужності виробленої термоелектричним генератором електроенергії, однак, недостатньо для приводу наземного насосного агрегату свердловинного струминного насоса, який за умовами експлуатації потребує значної витрати робочого потоку. Зокрема, відповідно до інноваційного проекту університету Оклахоми (США) [18] термоелектричний генератор був встановлений у свердловині з температурою гарячого теплоносія 120° та температурою холодного робочого середовища 20° . При цьому максимальна потужність отриманої електроенергії становила 8,538 кВт, що забезпечує необхідне живлення приводу наземного насосного агрегату виключно для малих витрат робочого потоку. Наприклад, відповідно до отриманих результатів, для витрати робочого потоку $0,001 \text{ м}^3/\text{с}$ та глибини розміщення струминного насоса у свердловині в діапазоні від 0 до 4000 м максимальна необхідна потужність приводу наземного насосного агрегату складає 0,3132 кВт для прямого та 0,4286 кВт для зворотного промивання.

Мінімальну кількість сонячних фотопанелей необхідних для забезпечення створення розрахункової потужності приводу наземного насосного агрегата визначаємо із врахуванням рівняння (1)

$$n_{\min} = PQ/N_{(I)}, \quad (10)$$

де $N_{(I)}$ – потужність створювана однією сонячною панеллю.

Зокрема, номінальна потужність однієї сонячної панелі ANDM350-380W(72) виробництва компанії Warranty становить 350 Вт (площа $2,064 \text{ м}^2$) [19]. Отримані з використанням рівняння (10) результати використані для побудови графічної залежності кількості сонячних фотоелектричних панелей, необхідних для приводу наземного насосного агрегату, від глибини розміщення струминного насоса для прямого (1) та зворотного (2) промивання свердловини $n_{\min} = f(H_n)$ (рисунок 3). Враховуючи, що для визначення мінімальної кількості сонячних панелей використовувались розрахункові значення потужностей приводу наземно-

го насосного агрегату залежності $N = f(H_n)$ та $n_{\min} = f(H_n)$ є подібними. Оскільки при зворотному промиванні свердловини витрачається більша потужність даний спосіб експлуатації потребує більшої кількості сонячних фотоелектричних панелей.

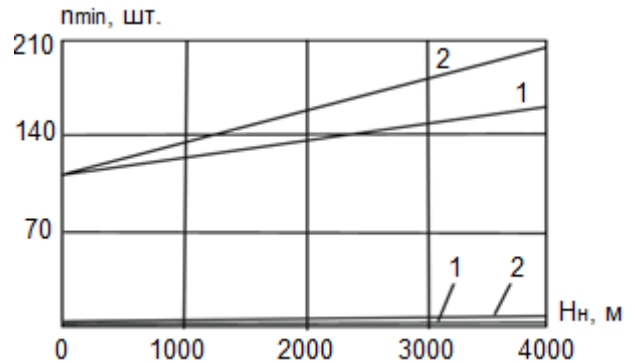


Рисунок 3 – Залежність кількості сонячних фотоелектричних панелей, необхідних для приводу наземного насосного агрегата, від глибини розміщення струминного насоса для прямого (1) та зворотного (2) промивання свердловини

Максимальна кількість фотоелектричних панелей необхідна для приводу наземного насосного агрегату відповідає використанню струминного насоса встановленого на глибині $H_n=4000$ м у випадку робочої витрати $Q_p=0,006 \text{ м}^3/\text{с}$ при зворотному промиванні свердловини. Для забезпечення даних умов експлуатації струминного насоса необхідно щонайменше $n_{\min}=209$ фотоелектричних панелей ANDM350-380W(72), встановлення яких потребує сумарної площі $S_{\Sigma}=431 \text{ м}^2$.

В процесі вибору типу вітрового генератора враховуємо забезпечення необхідної потужності приводу наземного насосного агрегату та наявність модельних типорозмірних стандартизованих рядів обладнання вітрової енергетики. Використання стандартизованих рядів вітрових генераторів зменшує номенклатуру необхідного обладнання та підвищує ефективність його технічного обслуговування. В процесі вибору вітрового генератора враховуємо максимальні значення потужності приводу наземного насосного агрегата, які необхідно забезпечити. У випадку прямого промивання свердловини необхідна потужність приводу наземного насосного агрегата забезпечується при використанні модельного ряду

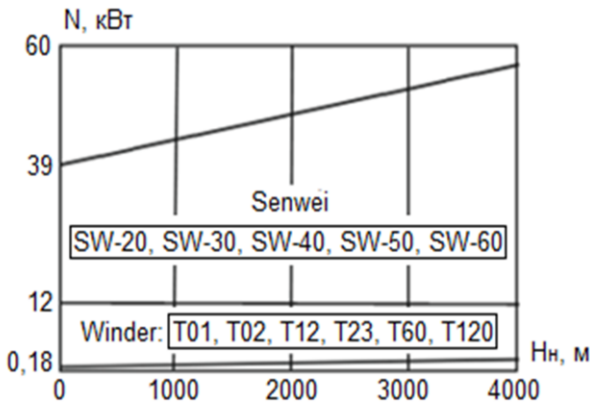


Рисунок 4 – Діаграма для вибору вітрового генератора для привода наземного насосного агрегата у випадку прямого промивання свердловини

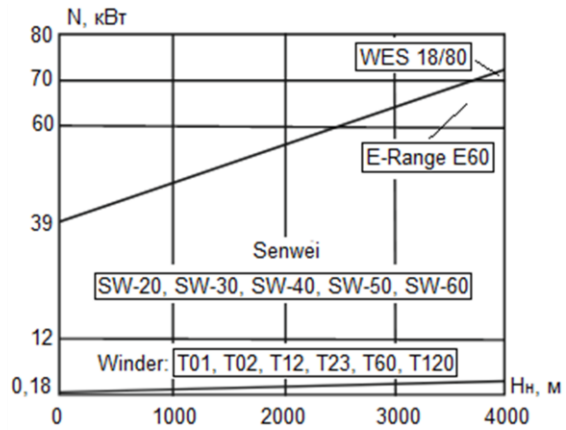


Рисунок 5 – Діаграма для вибору вітрового генератора для привода наземного насосного агрегата у випадку зворотного промивання свердловини

Таблиця 1 – Характеристики вітрових генераторів модельного ряду «Wind turbines Winder»

Назва моделі	T01	T06	T12	T23	T60	T120
Номінальна потужність, кВт	0,1	0,6	1,2	2,3	6,0	12
Напругення системи, В	12/24	24	24/48	48	48/240	240
Діаметр вітроколеса, м	0,82	2,6	2,9	3,3	6,6	8
Номінальна швидкість, м/с	13	9	10	10	11	11

Номінальна потужність вітрових генераторів серії Т змінюється в діапазоні від 0,1 кВт (для моделі T01) до 12 кВт (для моделі T120).

Таблиця 2 – Характеристики вітрових генераторів модельного ряду «SW Wind Turbine»

Найменування параметрів	Позначення вітрогенератора				
	SW-20	SW-30	SW-40	SW-50	SW-60
Потужність, кВт	20	30	40	50	60
Діаметр ротора, м	12,35	12,56	15	18	21
Кількість лопастей	3	3	3	3	3
Номінальна швидкість вітру, м/с	10	12	12	10	10

«Wind turbines Winder» [20] та «SW Wind Turbine» [21] (рисунок 4).

В інтервалі зміни потужності приводу наземного насосного агрегата від 0,1806 кВт до 12,0 кВт (рисунок 4) можуть використовуватись 6 стандартизованих моделей вітрового генератора модельного ряду «Wind turbines Winder» [20] (таблиця 1).

В діапазоні зміни потужності приводу від 12 кВт до 60 кВт може використовуватись модельний ряд «SW Wind Turbine» [21] (таблиця 2).

У випадку зворотного промивання свердловини додатково використовується вітрогенератор E-Range E60 Series [22] номінальної потужності 70 кВт з діаметром ротора 15,9 м та трьома лопатями і вітрогенератор серії WES18/80 [23] номінальної потужності 80 кВт

з діаметром ротора 18 м та двома лопатями (рисунок 5).

Вітрогенератор E-Range E60 необхідно використовувати для глибини встановлення струминного насоса в свердловині, що перевищує 2480 м, а вітрогенератор WES18/80 – для глибини, що перевищує 3680 м.

Ефективність застосування альтернативних методів приводу свердловинних струминних насосів може бути підвищена шляхом використання гібридних енергосистем, які поєднують традиційні та відновлювані джерела енергії. При цьому усувається одна з причин обмеженого використання відновлюваних джерел енергії пов'язана із дискретністю енергетичних потоків. Поєднання сонячних і вітрових установок у гібридних системах дозволяє зменшити залежність від погодних умов і за-

безпечити стабільне електропостачання приводу свердловинних струминних насосів. Додаткове обладнання приводу свердловинних струминних насосів аккумуляторами енергії забезпечує бесперебійний нафтовидобуток за рахунок періодичного накопичення надлишку енергії, оптимізує режим роботи термоелектричних та вітрових генераторів і фотоелектричних панелей. Найбільш реальним для геотермальної, вітрової та сонячної енергетики є застосування електрохімічних та теплових аккумуляторів енергії.

Висновки

1. Розроблено алгоритм для визначення потужності приводу наземного насосного агрегату гідроструминної насосної установки для прямого та зворотного промивання свердловини.

– залежність потужності приводу наземного насосного агрегата від глибини розміщення струминного насоса в свердловині визначається лінійною залежністю;

– для прямого промивання свердловини для приводу наземного насосного агрегату необхідна менша потужність ніж у випадку зворотного промивання.

2. Низькотемпературна геотермальна енергія нафтогазових свердловин має обмежене використання для приводу наземного насосного агрегату гідроструминної насосної установ-

ки і може застосовуватись якщо умови нафтовилучення потребують мінімальних значень витрати робочого потоку.

3. Обґрунтовано можливість використання сонячних фотоелектричних панелей для приводу наземного насосного агрегату гідроструминної свердловинної насосної установки. Гранична площа розміщення фотоелектричних панелей, необхідних для приводу наземного насосного агрегату, становить 431 м².

4. Встановлено відповідність енергетичних характеристик модельних рядів вітрових генераторів серій Winder, Senwei, E-Range та WES потужностям необхідним для приводу наземного насосного агрегату гідроструминної свердловинної насосної установки.

Завдання подальших досліджень полягає у проведенні детального техніко-економічного аналізу переваг застосування відновлюваних джерел енергії та розробленні автоматизованого алгоритму вибору альтернативного приводу наземного насосного агрегату свердловинної нафтовидобувної ежекційної системи.

Подяки

Відсутні.

Конфлікт інтересів

Відсутній.

Список використаних джерел

1. Hydrocarbons Market Size, Share, Growth, Trends and global Industry Analysis and region Forecast 2020–2031. Precision Business Insights. Report ID: 222865. Published Date: Apr 2024. 197 p. URL: <https://www.precisionbusinessinsights.com/market-reports/hydrocarbons-market>
2. Murillo W. O., Palacio-Fernandez J. A., Arcila I. D. P., Monsalve J. S. Z., Isaza J. A. H. Analysis of a Jet Pump Performance under Different Primary Nozzle Positions and Inlet Pressures using two Approaches: One Dimensional Analytical Model and Three Dimensional CFD Simulations. *Journal of Applied and Computational Mechanics*. 2020. Vol. 6, no. SI. P. 1228–1244. URL: <https://doi.org/10.22055/JACM.2020.33339.2205>
3. Helios M. P., Asvapoositkul W. An experimental study of the effect of the projection ratio and throat-aspect ratio on the efficiency and loss coefficient of a water jet pump. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences (JMES)*. 2021. Vol. 15, iss. 3. P. 8277–8288. URL: <https://doi.org/10.15282/jmes.15.3.2021.06.0650>
4. Ganas D. E., Pabilona L. L., Villanueva E. P. Performance Analysis of a Venturi Water Pump With Different Parts Variation. *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET)*. 2017. Vol. 5, iss. XI. P. 163–168. URL: <http://doi.org/10.22214/ijraset.2017.11026>
5. Naik B. R., Patel S. M. The Effect of Venturi Design on Jet Pump Performance. *Journal for Research*. 2016. Vol. 02, iss. 04. P. 23–28. URL: <https://www.journal4research.org/articles/J4RV2I4010.pdf>
6. Jia X., Liao H., Hu Q., He Y., Wang Y., Niu W. Optimization Method of Jet Pump Process Parameters and Experimental Study on Optimal Parameter Combinations. *Processes*. 2023. Vol. 11, no. 10. Art. 2841. P. 1–21. URL: <https://doi.org/10.3390/pr11102841>

7. Xu K., Wang G., Wang L., Yun F., Sun W., Wang X., Chen X. CFD-Based Study of Nozzle Section Geometry Effects on the Performance of an Annular Multi-Nozzle Jet Pump. *Processes*. 2020. Vol. 8, no. 2. Art. 133. P. 1–18. URL: <https://doi.org/10.3390/pr8020133>
8. New T. H., Tsioli E. Effects of area-ratio on the near-field flow characteristics and deflection of circular inclined coaxial jets. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2014. Vol. 54. P. 225–236. URL: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.12.022>
9. Panevnyk D. A. Mathematical model of the ejection system working process during the rotation of the jet pump in the well. *Nafta-Gaz*. 2024. No. 3. P. 149–158. URL: <https://doi.org/10.18668/NG.2024.03.03>
10. Deng X., Dong J. Experimental and numerical investigation of two-phase flow and mass transfer in a self-excited oscillation pulse jet pump. *Experimental and Computational Multiphase Flow*. 2021. Vol. 3, no. 2. P. 131–136. URL: <https://doi.org/10.1007/s42757-020-0062-6>
11. Panevnyk D. O. The study on the influence of the injected flow swirling on the characteristics of the jet pump. *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. 2022. Vol. 113, iss. 1. P. 22–30. URL: <https://doi.org/10.5604/01.3001.0016.0942>
12. Паневник О. В. Дослідження перспектив розвитку нафтових струминних насосів. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2019. № 1 (70). С. 41–51. URL: <http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/7298>
13. Artificial lift solutions. Rotating Right Company (Alberta, Canada), 2025. 8 p. URL: <http://www.rotatingright.com> (date of access: 28.09.2025).
14. Чудик І. І., Паневник Д. О. Цифрове моделювання свердловинних струминних насосів : монографія. Івано-Франківськ : СИМФОНІЯ ФОРТЕ, 2025. 56 с. URL: <http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/9628>
15. Panevnyk D. A. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. *Nafta-Gaz*. 2021. No. 9. P. 579–586. URL: <https://doi.org/10.18668/NG.2021.09.02>
16. Tomarov G. V., Shipkov A. A. Modern geothermal power: Binary cycle geothermal power plants. *Thermal Engineering*. 2017. Vol. 64, iss. 4. P. 243–250. URL: <https://doi.org/10.1134/S0040601517040097>
17. Shingala J., Shah M. A Novel Approach for Downhole Power Generation in Geothermal Wells Using Thermoelectric Generator. *Proceedings 45th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering*, Stanford University, Stanford, California, Feb. 10–12, 2020. SGP-TR-216. P. 1–4. URL: <https://pangea.stanford.edu/ERE/db/GeoConf/papers/SGW/2020/Shingala.pdf>
18. Wanga K., Liub J., Wu X. Downhole geothermal power generation in oil and gas wells. *Geothermics*. 2018. Vol. 76. P. 141–148. URL: <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2018.07.005>
19. Solar Panel Catalogue Warranty Company. 2019. 12 p. URL: <https://www.anern.com/uploads/file/solar-panel-catalogue.pdf> (date of access: 29.09.2025).
20. Wind turbines Winder: Model range of wind power generators. URL: <http://www.winder.ua/eng/products-and-services/vetrogeneratory-winder.html> (date of access: 29.09.2025).
21. SW Wind Turbine: Catalog. Senwei Energy Technology Inc. URL: <https://www.windpowercn.com/products/12.html> (date of access: 29.09.2025).
22. Small Wind Turbine E60 - The latest technology – Enair. Catalogue. URL: <https://www.enair.es/en/small-wind-turbines/e800> (date of access: 29.09.2025).
23. Wind turbines from WES: wind turbine models. The big portal for wind energy. URL: <https://en.wind-turbine-models.com/turbines?manufacturer=187> (date of access: 29.09.2025).

References

1. Precision Business Insights. (2024). *Hydrocarbons market size, share, growth, trends and global industry analysis and region forecast 2020–2031* (Report ID: 222865). <https://www.precisionbusinessinsights.com/market-reports/hydrocarbons-market>
2. Murillo, W. O., Palacio-Fernandez, J. A., Arcila, I. D. P., Monsalve, J. S. Z., & Isaza, J. A. H. (2020). Analysis of a jet pump performance under different primary nozzle positions and inlet pressures using two approaches: One dimensional analytical model and three dimensional CFD simulations. *Journal of Applied and Computational Mechanics*, 6(SI), 1228–1244. <https://doi.org/10.22055/JACM.2020.33339.2205>
3. Helios, M. P., & Asvapoositkul, W. (2021). An experimental study of the effect of the projection ratio and throat-aspect ratio on the efficiency and loss coefficient of a water jet pump. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences (JMES)*, 15(3), 8277–8288. <https://doi.org/10.15282/jmes.15.3.2021.06.0650>
4. Ganas, D. E., Pabilona, L. L., & Villanueva, E. P. (2017). Performance analysis of a Venturi water pump with different parts variation. *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET)*, 5(11), 163–168. <http://doi.org/10.22214/ijraset.2017.11026>
5. Naik, B. R., & Patel, S. M. (2016). The effect of Venturi design on jet pump performance. *Journal for Research*, 2(4), 23–28. <https://www.journal4research.org/articles/J4RV2I4010.pdf>
6. Jia, X., Liao, H., Hu, Q., He Y., Wang, Y., & Niu, W. (2023). Optimization method of jet pump process parameters and experimental study on optimal parameter combinations. *Processes*, 11(10), Article 2841. <https://doi.org/10.3390/pr11102841>
7. Xu, K., Wang, G., Wang, L., Yun, F., Sun, W., Wang, X., & Chen, X. (2020). CFD-based study of nozzle section geometry effects on the performance of an annular multi-nozzle jet pump. *Processes*, 8(2), Article 133. <https://doi.org/10.3390/pr8020133>
8. New, T. H., & Tsioli, E. (2014). Effects of area-ratio on the near-field flow characteristics and deflection of circular inclined coaxial jets. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 54, 225–236. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.12.022>
9. Panevnyk, D. A. (2024). Mathematical model of the ejection system working process during the rotation of the jet pump in the well. *Nafta-Gaz*, 80(3), 149–158. <https://doi.org/10.18668/NG.2024.03.03>
10. Deng, X., & Dong, J. (2021). Experimental and numerical investigation of two-phase flow and mass transfer in a self-excited oscillation pulse jet pump. *Experimental and Computational Multiphase Flow*, 3(2), 131–136. <https://doi.org/10.1007/s42757-020-0062-6>
11. Panevnyk, D. O. (2022). The study on the influence of the injected flow swirling on the characteristics of the jet pump. *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, 113(1), 22–30. <https://doi.org/10.5604/01.3001.0016.0942>
12. Panevnyk, O. V. (2019). Doslidzhennia perspektyv rozvytku naftovykh strumynnykh nasosiv [Investigation of prospects for development of oil jet pumps]. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch*, (1(70)), 41–51. <http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/7298> (in Ukrainian)
13. Rotating Right Company. (2025). *Artificial lift solutions*. www.rotatingright.com
14. Chudyk, I. I., & Panevnyk, D. O. (2025). *Tsyfrove modeliuvannia sverdlovnykh strumynnykh nasosiv: Monohrafiia* [Digital modeling of downhole jet pumps: A monograph]. Symfonia Forte. <http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/9628> (in Ukrainian)
15. Panevnyk, D. A. (2021). Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. *Nafta-Gaz*, 77(9), 579–586. <https://doi.org/10.18668/NG.2021.09.02>
16. Tomarov, G. V., & Shipkov, A. A. (2017). Modern geothermal power: Binary cycle geothermal power plants. *Thermal Engineering*, 64(4), 243–250. <https://doi.org/10.1134/S0040601517040097>
17. Shingala, J., & Shah, M. (2020). *A novel approach for downhole power generation in geothermal wells using thermoelectric generator* (Report No. SGP-TR-216). Paper presented at the 45th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford University. <https://pangea.stanford.edu/ERE/db/GeoConf/papers/SGW/2020/Shingala.pdf>
18. Wang, K., Liu, B., & Wu, X. (2018). Downhole geothermal power generation in oil and gas wells. *Geothermics*, 76, 141–148. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2018.07.005>

19. Anern Company. (2019). *Solar panel catalogue warranty*. <https://www.anern.com/uploads/file/solar-panel-catalogue.pdf>
20. Winder. (2025). *Wind turbines Winder: Model range of wind power generators*. <http://www.winder.ua/eng/products-and-services/vetrogeneratoriy-winder.html>
21. Senwei Energy Technology Inc. (2025). *SW wind turbine: Catalog*. <https://www.windpowercn.com/products/12.html>
22. Enair. (2025). *Small wind turbine E60 - The latest technology* (Catalogue). <https://www.enair.es/en/small-wind-turbines/e800>
23. Wind-turbine-models.com. (2025). *Wind turbines from WES: Wind turbine models*. <https://en.wind-turbine-models.com/turbines?manufacturer=187>

JUSTIFICATION FOR THE CHOICE OF AN ALTERNATIVE DRIVE FOR A DOWNHOLE JET PUMP

Panevnyk D. O.

Doctor of Philosophy (PhD), Associate Professor
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
Karpatska St. 15, Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
<http://orcid.org/0000-0002-7853-5051>
e-mail: den.panevnik@gmail.com

Panevnyk O. V.

Doctor of Technical Sciences, Professor
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
Karpatska St. 15, Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
<https://orcid.org/0009-0006-9542-1060>
e-mail: o.v.panevnik@gmail.com

Abstract. Based on the use of classical laws of hydrodynamics, a calculation algorithm has been developed to determine the power required to drive a surface pumping unit that directs the working fluid into the pumping and circulation system of a downhole oil jet pump. The power generated by the surface pumping unit is spent on overcoming local and linear hydraulic losses in the elements of the downhole ejection system, creating conditions for the formation fluid to enter the well and transport it to the surface. The main operational factors that determine the power of a surface pumping unit are its productivity and well depth. In order to increase the technical and economic indicators of the hydrojet method of operating oil wells, it is proposed to use non-traditional energy sources in the form of renewable energy resources to operate surface pumping units of downhole oil production ejection systems. In the process of assessing the geothermal potential of decommissioned oil and gas wells, the possibility of using low-temperature energy was established if the oil recovery conditions require minimum values of the working flow rate. When using solar energy, the maximum area of standardized photovoltaic panels with overall dimensions of 2.02×1.02 m, required to drive the electric motors of surface pumping units, is 431 m². The mentioned area of placement of photovoltaic panels provides power to the oil jet pump installed at a depth of 4000 m with a maximum active flow rate of 0.006 m³/s. The drive of the surface pumping unit using wind energy is ensured by using model lines of serial wind generators, each of which provides the generation of the necessary electricity for a given range of changes in the power of the well ejection system. Wind turbines of the Winder series can be used to provide minimum power, and the WES series for maximum power. The use of geothermal, solar and wind energy allows to reduce the cost of oil production and extend the period of profitable exploitation of depleted hydrocarbon deposits.

Keywords: downhole jet pump, pump power, renewable energy, geothermal resources, solar energy, wind turbines.